

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 57-210101

(43)Date of publication of application : 23.12.1982

(51)Int.Cl.

F01C 1/344

F24J 3/02

F25B 11/00

(21)Application number : 56-092524

(71)Applicant : TOSHIBA CORP

(22)Date of filing : 16.06.1981

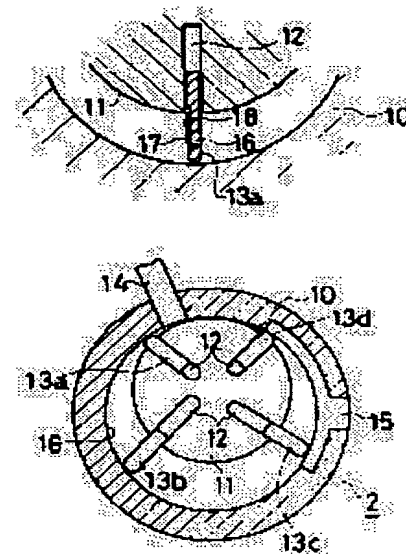
(72)Inventor : KUWABARA EIJI

## (54) EXPANDER

## (57)Abstract:

**PURPOSE:** To obtain prescribed torque even if the exhaust pressure of a rotary expander for a heat-driven refrigerator or the like fluctuates, by providing exhaust valves on vanes which are fitted in the grooves of an eccentrically rotating rotor so that the vanes can be protruded out of the grooves and retracted into them and by causing the exhaust valves to function to discharge gas in a prescribed direction.

**CONSTITUTION:** The expander of a heat-driven refrigerator, which is supplied with solar heat or the like, comprises a cylinder 10 having a gas inlet port 14 and a gas outlet port 15 and a rotor 11 which is eccentrically rotated while sliding on the inside surface of the cylinder. Vanes 13aW13d are inserted in radial grooves 12 provided at regular intervals in the rotor 11, so that the vanes can be protruded out of the grooves and retracted into them. Pressure equalizing holes 16 are provided in the vanes 13aW13d so that the holes can be optionally opened or closed by exhaust valves 17 made of spring plates or the like and fitted in the recesses 18 of the vanes. According to this constitution, even if the exhaust pressure fluctuates, prescribed torque is obtained because of the opening or closing of the pressure equalizing holes 16 by the valves 17.



Best Available Copy

⑬ 日本国特許庁 (JP)

⑭ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭57—210101

⑮ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 01 C 1/344  
F 24 J 3/02  
F 25 B 11/00

識別記号

庁内整理番号  
7378—3G  
7219—3L  
6754—3L

⑯ 公開 昭和57年(1982)12月23日

発明の数 1  
審査請求 未請求

(全 4 頁)

⑰ 膨張機

富士市蓼原336番地東京芝浦電  
気株式会社富士工場内

⑱ 特 願 昭56—92524  
⑲ 出 願 昭56(1981)6月16日  
⑳ 発 明 者 桑原永治

㉑ 出 願 人 東京芝浦電気株式会社  
川崎市幸区堀川町72番地  
㉒ 代 理 人 弁理士 鈴江武彦 外2名

明 細 書

1. 発明の名称

膨 張 機

2. 特許請求の範囲

シリンダ内に偏心回転をするロータを収容し、このロータに設けた溝にペーンを突設自在に嵌入してなるものにおいて、上記ペーンに所定方向へ排気する排気弁を設けたことを特徴とする膨張機。

3. 発明の詳細な説明

本発明は、たとえば太陽熱などを熱源とする熱駆動式冷凍装置に用いられる膨張機の改良に関する。

熱エネルギーから回転動力を発生させる熱駆動式冷凍装置のうち、第1図に示すサイクルを備えた装置を特にソーラランキンサイクル冷凍装置と称する。すなわち圧縮機1およびこの圧縮機1を駆動する膨張機2から凝縮器3に合流し、この凝縮器3から一方は膨張弁4、冷却器5を介して上記圧縮機1へ連通し、他方は循環ポンプ6、太陽熱集熱器であるところのガス発生器

7を介して上記膨張機2へそれぞれ冷媒管8をもつて連通する。

ガス発生器7が太陽熱を吸収すると、作動媒体(たとえば $R_{11}$ など)が熱交換して高圧ガス化する。この高圧ガスは膨張機2へ導びかれて膨張仕事による動力を発生させ、低圧ガスとなる。仕事を終えた低圧ガスは凝縮器3で冷却されて液化し、循環ポンプ6により昇圧されて再びガス発生器7に導びかれ、いわゆるランキンサイクルが繰返えされる。また作動媒体は圧縮機1、凝縮器3、膨張弁4、冷却器5の順で導びかれることとなり、周知の冷凍サイクルを構成する。したがって作動媒体は冷却器5にて冷却し、その蒸発潜熱により冷凍作用を行う。

ところで上記膨張機2の主要部は第2図に示すようになっている。すなわち10はシリンダで、このシリンダ10内にはロータ11が設けられている。このロータ11は上記シリンダ10の内周面に密着しながら偏心回転されるようになっている。また、上記ロータ11には所

定間隔を有して放射状に溝12…が形成され、これら溝12…にはペーン13aないし13dが突設自在に挿入されている。また、上記シリンダ10の周側部には流入口14および吐出口15が穿設され、上記流入口14は上記ガス発生器7に連通され、上記吐出口15は上記膨張機2に連通されている。

しかして、ガス発生器7にてガス化した作動媒体は膨張機2の流入口14を介してシリンダ10内へ導びかれる。作動媒体は一对のペーン、たとえば13aおよび13bと、これらの間のロータ11およびシリンダ10周壁の一部がなす空間室16内にて膨張し、ロータ11に回転トルクを与える。この回転トルクはそのまま圧縮機1に伝達され、所期の作用効果が得られるようになっている。

さらに膨張機2における回転トルクの発生メカニズムを第3図ないし第5図にもとづいて説明する。図において

$P_{in}$  : 供給圧力

$P_{out}$  : 排気圧力

$P_r(\theta)$  : ペーンの右側にかかる圧力

$P_L(\theta)$  : ペーンの左側にかかる圧力

$S(\theta)$  : 圧力を受けているペーン面積

$L(\theta)$  : 有効半径

を示す。ここで1枚のペーン(たとえば13a)についてのみ着目すると、この右側と左側との圧力変化、圧力を受ける面積と有効半径の積の変化は第5図に示すようになる。

ペーン13aがシリンダとロータの接する位置にあるとき $0^\circ$ とすると、その時の $P_r(\theta)$ 排気圧力 $P_{out}$ になり、 $P_L(\theta)$ は供給圧力 $P_{in}$ となっている。ロータ11が回転トルクを受けて図中矢印方向へ回転して流入口に達すると(第3図(A))  $P_r(\theta)$ は実線曲線で示すように $P_{in}$ まで上昇し次のペーン13dが流入口14を通過するまでその圧力を保持する。 $P_L(\theta)$ は破線曲線で示すように $P_{in}$ から徐々に圧力低下しペーン13aの隣りのペーン13bが吐出口15にかかる位置で(第3図(B))  $P_{out}$ となる。 $P_r(\theta)$ はペーン13a

が吐出口に達したところで $P_{out}$ になる。なお $S(\theta)$ と $L(\theta)$ との積は、上記ペーン13aが $0^\circ$ ( $360^\circ$ )のとき零であり、 $180^\circ$ 回転した位置で最大となる。したがってこの変化は一点鎖線で示すような曲線を描く。

結局、ペーン13aに対して発生するトルク $T$ は

$$T = (P_r - P_L) S \cdot L$$

で求められる。すなわちペーン13aの右側にかかる圧力と、左側にかかる圧力の差に、その圧力差を受けるペーン13aの面積とロータ11の中心からペーンの作用点までの距離とを掛け合せたものである。

ところで、この種膨張機2においては、排気圧力が外気条件などの影響で設計値よりも高くなって過膨張を起すことが多く、このため回転出力の低下をきたす。これを防止するため設計排気圧力を高くすると、通常の運転中に出力が低下するという不具合がある。

本発明は上記事情に着目してなされたもので

あり、その目的とするところは、ペーンに排気弁を設けることにより、排気圧力が変動しても所定の回転トルクを得られるようにして、出力低下を防止し信頼性の向上を図れる膨張機を提供しようとするものである。

以下本発明の一実施例を図面にもとづいて説明する。第6図に膨張機の一部を示すが、第2図に示す従来構造と異るのは各ペーン(たとえば13a)に均圧孔18を穿設し、これを排気弁17にて開閉自在に閉成したことである。排気弁17は、たとえばベネ板であり、この一端部のみペーン13aの側面に設けた凹陥部19内に固着され、他端部は凹陥部19内で自由であって逆止弁構造となっている。なお凹陥部19はペーン13aの必ず右側に設けなければならぬ。ペーン13aを除く他の部分の構造は第2図構造と全く同一であるので、図面および説明を省略する。この種膨張機が用いられるのは、たとえば第1図に示す熱駆動式冷凍装置である。

第7図は設計値排気圧力  $P_{out}$  より実際の排気圧力  $P'_{out}$  が高くなったときのペーン（たとえば13a）に対する  $P_r$ 、 $P_{\theta}$ 、 $S$ 、 $L$  のそれぞれの変化である。上記均圧孔16と排気弁17を設けない場合の  $P_r$  の変化を太い実線で示し、 $P_{\theta}$  の変化を太い破線で示す。この場合作動媒体が過膨張することになり、 $90^\circ$  から  $180^\circ$  迄の間の  $\theta_1$  から  $\theta_2$  において  $P_{\theta}$  は実際の排気圧力  $P'_{out}$  より過膨張をきたして設計値排気圧力  $P_{out}$  まで低下し、しかる後  $P'_{out}$  まで上昇する。これを  $P_{\theta a}$  として示す。また  $P_r$  は  $180^\circ$  から  $270^\circ$  迄の間の  $\theta_1$  から  $\theta_2$  において、同様に一旦  $P_{out}$  まで低下し、しかる後  $P'_{out}$  まで上昇する。これを  $P_{ra}$  として示す。上述のように、回転トルクは  $(P_r - P_{\theta})$  と  $S$ 、 $L$  との積で求められるので、 $\theta_1$  から  $\theta_2$  の範囲内では  $P_r - P_{\theta a}$  が大となり、トルク増大の点からみれば好都合である。しかし  $\theta_2$  から  $\theta_3$  の範囲内では  $P_{ra}$  が  $P_{\theta}$  より小となり、 $P_{ra} - P_{\theta}$  は負となってトルクが低下する。それぞれの範囲の圧力差の絶対

値は同一であるが、 $S \cdot L$  量は  $\theta_1$  から  $\theta_2$  迄の範囲が  $\theta_2$  から  $\theta_3$  迄の範囲より大である。このことにより、ペーン13aの角度  $\theta_1$  から  $\theta_2$  での過膨張によるトルク出力増加が、角度  $\theta_2$  から  $\theta_3$  での過膨張によるトルク出力低下より小となり、ロータ11の回転が阻害されることを理解できる。

しかるに本発明の一実施例においては、逆止弁構造の排気弁17をペーン13aの右側に設けた。このことにより過膨張が生じてペーン13aの右側のトルク出力低下が左側のそれより大となった場合に排気弁17が均圧孔16を開放し、各範囲それぞれの排気圧を実際の排気圧力  $P'_{out}$  に戻し得る。第7図における細い実線  $P_{rb}$  と細い破線  $P_{\theta b}$  とがその状態を示す。したがって過膨張がなくなり、このためトルク出力低下もない。

なお排気圧力が設計値よりも高いとき、排気弁17がない場合aと排気弁17を設けた場合bのペーンに対する回転トルクの差は以下に述

るようになる。

$$(a) : T_a = \int_0^{2\pi} (P_{ra} - P_{\theta a}) \cdot S \cdot L d\theta$$

$$(b) : T_b = \int_0^{2\pi} (P_{rb} - P_{\theta b}) \cdot S \cdot L d\theta$$

$$T_a - T_b = \int_{\theta_1}^{\theta_2} (P_{\theta b} - P_{\theta a}) \cdot S \cdot L d\theta + \int_{\theta_2}^{\theta_3} (P_{ra} - P_{rb}) \cdot S \cdot L d\theta$$

上述のように  $\theta_1 \sim \theta_2$  の  $(P_{\theta b} - P_{\theta a})$  と、 $\theta_2 \sim \theta_3$  の  $(P_{ra} - P_{rb})$  は大きさは同じで符号が逆である。すなわち  $(P_{\theta b} - P_{\theta a})$  は⊕、 $(P_{ra} - P_{rb})$  は⊖。また  $\theta_1 \sim \theta_2$  の  $S \cdot L$  より  $\theta_2 \sim \theta_3$  の  $S \cdot L$  が大である。したがって  $T_a - T_b$  は負であり、 $T_a < T_b$  となって排気弁17を設けた場合が回転トルクが大であることを実証できる。

以上説明したように本発明によれば、シリンダ内で偏心回転をするロータにペーンを突設自在に嵌入する溝を設け、上記ペーンに所定方向へ排気する排気弁を設けたから、排気圧力が設計値よりも高くなったときでも、シリンダ内において作動媒体が過膨張することがなく、回転

トルクの出力低下を防止できる。換言すれば、設計排気圧力を適正に決めることができ通常運転時の出力増加を図れるという効果を奏する。

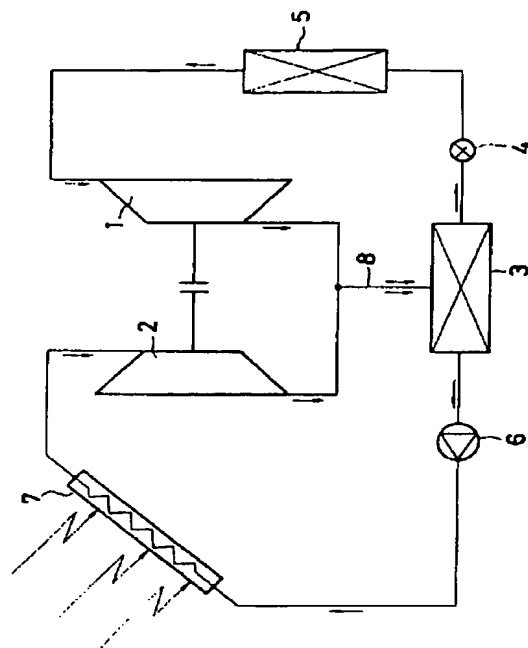
#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は膨張機を備えた熱駆動式冷凍装置の概略的構成図、第2図は本発明の従来例を示す膨張機の横断平面図、第3図(A)および(B)は互いに異なる状態の作用説明図、第4図はモリエル図、第5図はその所定のペーンに対する諸量の変化を示す図、第6図は本発明の一実施例を示す膨張機一部の横断平面図、第7図はその所定のペーンに対する諸量の変化を示す図である。

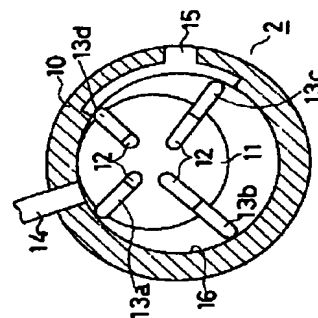
10…シリンダ、11…ロータ、12…溝、13a、13b、13c、13d…ペーン、17…排気弁、16…均圧孔。

出願人代理人 弁理士 鈴 江 武 彦

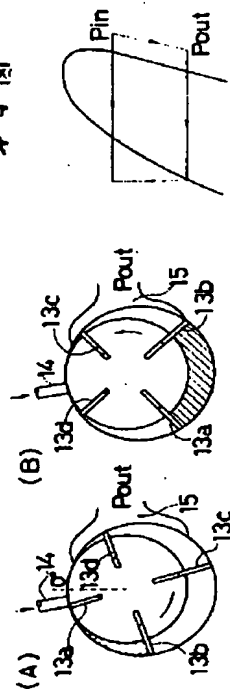
★ 1 図



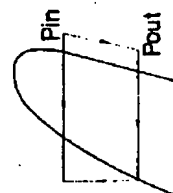
★ 2 図



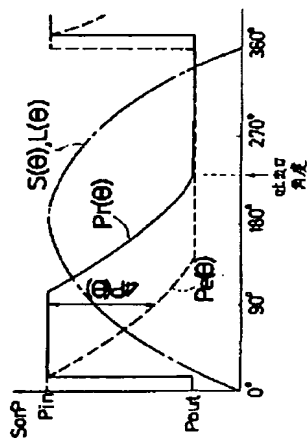
★ 3 図



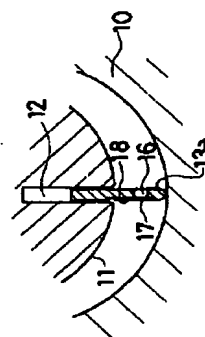
★ 4 図



★ 5 図



★ 6 図



★ 7 図

